

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-310074

(43)Date of publication of application : 24.11.1998

(51)Int.Cl.

B62D 6/00  
 B62D 5/04  
 // B62D101:00  
 B62D111:00  
 B62D113:00  
 B62D119:00  
 B62D121:00  
 B62D137:00

(21)Application number : 09-121115

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 12.05.1997

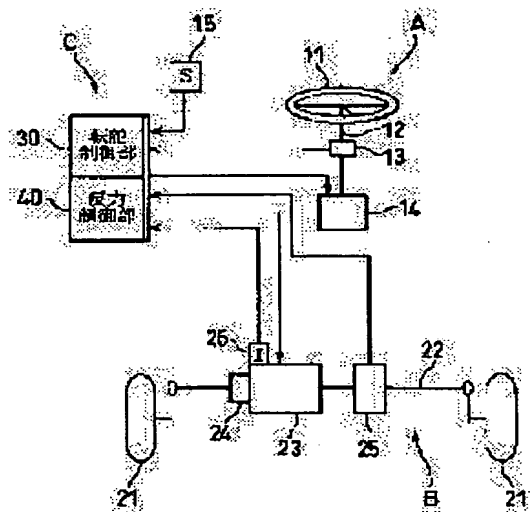
(72)Inventor : SUGITANI NOBUYOSHI  
KAWAGUCHI YUTAKA

## (54) STEERING CONTROLLER

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To detect steering load without providing a power sensor and solve problems of wiring and durability, by providing a steering load arithmetic means calculating steering load based on the load state of a steering driving means.

**SOLUTION:** Detection results of a steering angle sensor 13, a speed sensor 15, a stroke sensor 25 and a current sensor 26 are imparted to a control part C. Based on these detection results, the control part C performs a steering control and a reaction control. This control part C is provided with a steering control part 30 and a reaction control part 40. The steering control part 30 controls the steering location of a steering wheel 21 by driving and controlling a steering shaft motor 23 and the reaction control part 110 controls steering reaction imparted to a steering handle 11 by driving and controlling a steering shaft motor 14. Both of these control parts 30, 40 calculate steering load based on the load state of the steering shaft motor 23. Therefore, the load torque of the steering shaft motor 23 is determined as steering load and both of the control parts 30, 40 enforce each control based on the steering load determined.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

BEST AVAILABLE COPY

Searching PAJ

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

**\* NOTICES \***

JPO and NCIP I are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

**[Claim(s)]**

[Claim 1] A steering control unit equipped with \*\*\*\*\* which was divided into the steering handle and the machine target and was connected with the steering wheel in the steering control unit which is interlocked with a steering handle and a steering wheel is made to \*\*\*\*\*, the \*\*\*\* driving means which carries out displacement actuation of said \*\*\*\*\*, and a \*\*\*\* load operation means to calculate a \*\*\*\* load based on the loaded condition of said \*\*\*\* driving means.

[Claim 2] A steering control unit [ equipped with a \*\*\*\* controlled-variable operation means to calculate the \*\*\*\* controlled variable given to said \*\*\*\* driving means based on the deflection and said \*\*\*\* load of a target \*\*\*\* location and a real \*\*\*\* location of a steering wheel ] according to claim 1.

[Claim 3] A steering control unit [ equipped with a \*\*\*\* controlled-variable operation means to amend the calculated \*\*\*\* controlled variable based on said \*\*\*\* load while calculating the \*\*\*\* controlled variable given to said \*\*\*\* driving means based on the deflection of the target \*\*\*\* location of a steering wheel, and a real \*\*\*\* location ] according to claim 1.

[Claim 4] A steering control unit [ equipped with a reaction force controlled-variable operation means to calculate the reaction force controlled variable given to said reaction force grant means based on a reaction force grant means to give steering reaction force to a steering handle, and the deflection and said \*\*\*\* load of a target steering location and a real steering location of a steering handle ] according to claim 1.

[Claim 5] A steering control unit [ equipped with a \*\*\*\* controlled-variable operation means to calculate the \*\*\*\* controlled variable given to said \*\*\*\* driving means based on the deflection and said \*\*\*\* load of a target yaw rate and a real yaw rate ] according to claim 1.

[Claim 6] A steering control unit [ equipped with a \*\*\*\* controlled-variable operation means to amend the calculated \*\*\*\* controlled variable based on said \*\*\*\* load while calculating the \*\*\*\* controlled variable given to said \*\*\*\* driving means based on the deflection of a target yaw rate and a real yaw rate ] according to claim 1.

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JP0 and NCIP1 are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

---

## DETAILED DESCRIPTION

---

### [Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the steering control unit which is interlocked with a steering handle and a steering wheel is made to \*\*\*\*.

[0002]

[Description of the Prior Art] An example of the conventional steering control unit is indicated by JP,4-38270,A. In this steering control unit, while a steering angle sensor detects the steering angle of a steering handle, a steering angle sensor detects the steering angle of a steering wheel, and \*\*\*\* control of a steering wheel is performed based on these detection results. Moreover, an axial-tension sensor is formed to the tie rod which intervenes between a steering wheel and a steering pivot, the \*\*\*\* load (\*\*\*\* reaction force) as axial tension which joins a tie rod in the case of \*\*\*\* is detected, and the steering reaction force given to a steering handle based on this detection result is controlled.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] Thus, in the former, although the axial-tension sensor has detected the \*\*\*\* load, since this axial-tension sensor is formed to the tie rod which carries out movable, \*\*\*\*, such as wiring, are difficult and, moreover, will become what has low endurance.

[0004] Then, this invention detects a \*\*\*\* load, without forming an axial-tension sensor, and aims at offering the steering control unit which can solve technical problems, such as \*\*\*\* and endurance.

[0005]

[Means for Solving the Problem] In the steering control unit which is interlocked with a steering handle and a steering wheel is made to \*\*\*\*, it separates into a steering handle and a machine target, and the steering control unit concerning claim 1 equips with and constitutes \*\*\*\* connected with the steering wheel, the \*\*\*\* driving means which carries out displacement actuation of the \*\*\*\*, and a \*\*\*\* load operation means to calculate a \*\*\*\* load based on the loaded condition of a \*\*\*\* driving means.

[0006] Since a \*\*\*\* load is external force which joins a \*\*\*\* driving means, a \*\*\*\* load is detectable by detecting the loaded condition of a \*\*\*\* driving means reversely. For example, when a \*\*\*\* driving means is a DC motor, the loaded condition of a motor can be detected also with the current value which can detect the loaded condition of a motor at the seal-of-approval electrical-potential-difference value to a motor, and the rotational frequency of a motor, and flows this motor. With a \*\*\*\* load operation means, a \*\*\*\* load is calculated based on the loaded condition of the motor detected in this way.

[0007] The steering control unit concerning claim 2 equips with and constitutes a \*\*\*\* controlled-variable operation means to calculate the \*\*\*\* controlled variable given to a \*\*\*\* driving means, in the steering control unit concerning claim 1 based on the deflection and the \*\*\*\* load of a target \*\*\*\* location and a real \*\*\*\* location of a steering wheel.

[0008] Such a \*\*\*\* controlled-variable operation means is applied to the control system which makes zero deflection (steady-state deviation) of a target \*\*\*\* location and a real \*\*\*\* location, when a \*\*\*\* control system will be in a steady state through a transient. The controlled variable based on the deflection of a target \*\*\*\* location and a real \*\*\*\* location turns into a controlled variable equivalent to the kinetic energy which is needed in order for a steering wheel to resist a

\*\*\*\* load and to displace to a target \*\*\*\* location, and the controlled variable based on a \*\*\*\* load turns into a controlled variable equivalent to the energy (potential energy) which balances with the \*\*\*\* load which is needed in order to stand it still in the location, after a steering wheel moves to a target \*\*\*\* location. With a \*\*\*\* controlled-variable operation means, a \*\*\*\* controlled variable is calculated as the sum of these two controlled variables.

[0009] In the steering control unit concerning claim 1, the steering control unit concerning claim 3 equips with and constitutes a \*\*\*\* controlled-variable operation means to amend the calculated \*\*\*\* controlled variable based on a \*\*\*\* load while calculating the \*\*\*\* controlled variable given to a \*\*\*\* driving means based on the deflection of the target \*\*\*\* location of a steering wheel, and a real \*\*\*\* location.

[0010] Such a \*\*\*\* controlled-variable operation means is applied to the control system which leaves predetermined steady-state deviation as deflection of a target \*\*\*\* location and a real \*\*\*\* location, when a \*\*\*\* control system will be in a steady state through a transient. Since steady-state deviation changes according to the magnitude of a \*\*\*\* load when such a control system is adopted, by amending the \*\*\*\* controlled variable based on the deflection of a target \*\*\*\* location and a real \*\*\*\* location based on a \*\*\*\* load, it cannot be based on a \*\*\*\* load but steady-state deviation can be set constant.

[0011] The steering control unit concerning claim 4 equips with and constitutes a reaction force controlled-variable operation means calculate the reaction force controlled variable given to a reaction force grant means, in the steering control unit concerning claim 1 based on a reaction force grant means to give steering reaction force to a steering handle, and the deflection and the \*\*\*\* load of a target steering location and a real steering location of a steering handle.

[0012] In a reaction force controlled-variable operation means, the feeling of a response according to the condition of a \*\*\*\* load can be given to a steering handle by calculating a reaction force controlled variable not only based on the deflection of a target steering location and a real steering location but based on a \*\*\*\* load.

[0013] The steering control unit concerning claim 5 equips with and constitutes a \*\*\*\* controlled-variable operation means to calculate the \*\*\*\* controlled variable given to a \*\*\*\* driving means, in the steering control unit concerning claim 1 based on the deflection and the \*\*\*\* load of a target yaw rate and a real yaw rate.

[0014] Such a \*\*\*\* controlled-variable operation means is applied to the four-flower steering system of the yaw rate feedback method which adopted the control system which makes zero deflection of the target yaw rate used as control objectives, and the detected real yaw rate, when a \*\*\*\* control system will be in a steady state through a transient. In this case, the \*\*\*\* load by the side of a rear wheel is calculated based on the loaded condition of the \*\*\*\* driving means connected with the steering wheel used as a rear wheel by the \*\*\*\* load operation means. Moreover, the \*\*\*\* controlled variable given to the \*\*\*\* driving means by the side of a rear wheel is calculated with a \*\*\*\* controlled-variable operation means based on the deflection and the \*\*\*\* load of a target yaw rate and a real yaw rate. Thereby, also when it applies to a four-flower steering system, the \*\*\*\* control according to the \*\*\*\* loaded condition by the side of a rear wheel is attained.

[0015] In the steering control unit concerning claim 1, based on the deflection of a target yaw rate and a real yaw rate, the steering control unit concerning claim 6 calculates the \*\*\*\* controlled variable given to a \*\*\*\* driving means, and equips with and constitutes a \*\*\*\* controlled-variable operation means to amend the calculated \*\*\*\* controlled variable based on a \*\*\*\* load.

[0016] Such a \*\*\*\* controlled-variable operation means is applied to the four-flower steering system of the yaw rate feedback method which adopted the control system which leaves predetermined steady-state deviation as deflection of the target yaw rate used as control objectives, and the detected real yaw rate, when a \*\*\*\* control system will be in a steady state through a transient. In this case, the \*\*\*\* load by the side of a rear wheel is calculated based on the loaded condition of the \*\*\*\* driving means connected with the steering wheel used as a rear wheel by the \*\*\*\* load operation means. Moreover, with a \*\*\*\* controlled-variable operation means, while calculating the \*\*\*\* controlled variable given to the \*\*\*\* driving means by the side of a rear wheel based on the deflection of the target yaw rate used as control objectives, and the detected real yaw rate, this \*\*\*\* controlled variable is amended based on a \*\*\*\* load. Also when steady-state deviation of a target yaw rate and a real yaw rate cannot be depended on a

\*\*\*\* load, but it can presuppose by this that it is fixed and it applies to a four-flower steering system, the \*\*\*\* control according to the \*\*\*\* loaded condition by the side of a rear wheel is attained.

[0017] In addition, the result of an operation is map-ized beforehand, and also when obtaining the result of an operation not by the thing limited when calculating using a formula but by searching this map based on each detection result, it is contained in the operation performed with various kinds of operation means mentioned by each claim, for example.

[0018]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, with reference to an accompanying drawing, it explains about the operation gestalt of this invention.

[0019] The configuration of the steering control unit applied to the 1st operation gestalt at drawing 1 is shown roughly. This steering control device consists of control sections C which control electrically the slave section B which the master section A which an operator operates, and a steering wheel 21 are made to \*\*\*\*, the master section A separated mechanically, and the slave section B.

[0020] The master section A is equipped with the steering shaft 12 with which the steering handle 11 was attached, and the steering shaft motor 14 which carries out revolution actuation of the steering shaft 12, and this steering shaft motor 14 consists of DC motors. Moreover, the steering shaft 12 is equipped with the steering angle sensor 13 which detects the real steering location of the steering handle 11.

[0021] The slave section B is equipped with the steering pivot motor 23 used as the driving source at the time of carrying out displacement actuation of the steering pivot 22, and this steering pivot motor 23 consists of DC motors. Between the steering pivot motor 23 and the steering pivot 22, the converter 24 which rotation of the steering pivot motor 23 is changed [ converter ] into rectilinear motion, and carries out the variation rate of the steering pivot 22 to shaft orientations is formed. Moreover, the current sensor 26 which detects the current value which flows on this steering pivot motor 23 is formed in the steering pivot motor 23, and it is asking for the \*\*\*\* load as axial tension which joins a steering pivot 22 based on the current value detected by the current sensor 26 so that it may explain in full detail behind. Since the stroke sensor 25 which detects the displacement location of this steering pivot 22 is formed in the steering pivot 22 on the other hand and the displacement location of a steering pivot 22 and the \*\*\*\* location of a steering wheel 21 correspond, the \*\*\*\* location of a steering wheel 21 is detected by detecting the displacement location of a steering pivot 22 by the stroke sensor 25.

[0022] The detection result of the steering angle sensor 13, a speed sensor 15, the stroke sensor 25, and a current sensor 26 is given, and the control section C is performing \*\*\*\* control and reaction force control based on this detection result. This control section C is equipped with the \*\*\*\* control section 30 and the reaction force control section 40, the \*\*\*\* location of a steering wheel 21 is controlled by performing actuation control of the steering pivot motor 23, and, as for the \*\*\*\* control section 30, the reaction force control section 40 is controlling steering reaction force given to the steering handle 11 by performing actuation control of the steering shaft motor 14.

[0023] Both [ these ] the control sections 30 and 40 are calculating the \*\*\*\* load based on the loaded condition of the steering pivot motor 23, without forming the axial-tension sensor which detects the axial tension given to a steering pivot 22. That is, the axial tension which joins a steering pivot 22 is a \*\*\*\* load, and this \*\*\*\* load acts on the steering pivot motor 23 as a load. Therefore, the load torque of the steering pivot motor 23 is searched for as a \*\*\*\* load, and both the control sections 30 and 40 are carrying out each control based on the called-for \*\*\*\* load.

[0024] Here, the operation technique which asks for a \*\*\*\* load from the loaded condition of the steering pivot motor 23 is explained. The basic property of the DC motor which constitutes the steering pivot motor 23 in drawing 2 is shown. If an electrical potential difference  $V_0$  is impressed to a motor, in the condition that the load is not given to a motor, a motor will reach to a certain rotational frequency, and will serve as a constant revolution.  $I_0$  shows the current which flows the rotational frequency of the motor at this time on a motor at  $R_0$  and this time. If the load is covered over the motor by electromagnetic brake etc. from this condition, a rotational frequency falls, and a current increases and is \*\*\*\*\* (ed) soon.  $T_0$  shows the load torque of the motor at this time, and  $I_n$  shows a current. The R-T property and the I-T property are shown

[ rotational frequency / this / Current I and rotational frequency R ] in the graph of drawing 2 in a straight line for the axis of abscissa in an axis of ordinate and the load torque T of a motor, respectively.

[0025] The rotational frequency of Is and a motor of the current value which the applied voltage to a motor is Vo, and flows on a motor from this graph when the load torque of a motor is Ts is R1. Therefore, it can ask for the \*\*\*\* load as load torque of a motor from a R-T property by detecting the rotational frequency which shows the loaded condition of a motor. In addition, in order to perform actuation control because a DC motor changes applied voltage, an applied-voltage value is usually a known value.

[0026] Moreover, although the rotational frequency of a motor will change to R2 from R1 if the applied voltage to a motor is changed into V1 from Vo, it is changeless to the current value Is at that time. Therefore, as for the current value which flows a motor, it can turn out that it becomes the value which is not concerned with applied voltage but represents the load of a motor, and can ask for the \*\*\*\* load as load torque of a motor by detecting the current value which flows a motor based on an I-T property.

[0027] As an example, the load torque of a motor is actually searched for based on a rotational frequency R2 and applied voltage V1. The time of the applied voltage in this case, at for example, the time of 100% duty, etc. can express the R-T basic property of this motor as  $T = - (T_o/R_o)$  and  $R + T_o$  from the graph of drawing 2, supposing the basic property of the motor in the applied voltage V0 used as criteria is known. Since the property of a motor changes in proportion to the duty value of applied voltage, Tx can be expressed as  $T_x = T_o - V1/V_o$  from a graph. Since the slope of a line is the same as that of a basic property, the straight line which connects Rx and Tx serves as  $T = - (T_o/R_o)$ ,  $R + T_x = - (T_o/R_o)$ , and  $R + T_o - V1/V_o$ . Therefore, the load torque Ts of the motor at this time is substituting a rotational frequency R2 for R of a top type.  $T_s = - (T_o/R_o) - R2 + T_o - V1/V_o$  — (1)

It can ask by carrying out.

[0028] Moreover, in order to search for the load torque Ts of a motor based on the current value Is which flows a motor, it can express  $T = a - I + b$  by making a and b into a constant from the I-T property in the graph of drawing 2. Therefore, the load torque Ts of a motor is  $T_s = a - I_s + b$  by substituting the current value Is detected by I of a top type. — (2)

It can ask by carrying out.

[0029] In the \*\*\*\* control section 30 and the reaction force control section 40 which constitute a control section C, it does in this way and each controlled variable is calculated based on the \*\*\*\* load which calculated the load torque of a motor as a \*\*\*\* load, and calculated it.

[0030] Hereafter, data processing carried out by the \*\*\*\* control section 30 is explained.

[0031] When a \*\*\*\* control system will be in a steady state through a transient, the control system which makes zero deflection (steady-state deviation) of the target \*\*\*\* location Xm of a steering wheel 21 and the real \*\*\*\* location Xr is used for the \*\*\*\* control section 30, and as shown in control-block drawing of drawing 3, it is equipped with the target \*\*\*\* location operation part 31, the load operation part 32, and the applied-voltage operation part 33.

[0032] In the target \*\*\*\* location operation part 31, the target \*\*\*\* location Xm used as the control objectives of a steering wheel 21 calculates. Since it can ask for the target \*\*\*\* location Xm as  $X_m = F(\theta_r, S)$  from the function F which makes a variable real steering location  $\theta_r$  of the steering handle 11, and the vehicle speed S, the target \*\*\*\* location operation part 31 It has the two-dimensional map on which the target \*\*\*\* location Xm is obtained from the value of real steering location  $\theta_r$  and the vehicle speed S, and map retrieval of the target \*\*\*\* location Xm is carried out based on real steering location  $\theta_r$  of the steering handle 11 detected by the steering angle sensor 13, and the vehicle speed S detected with the speed sensor 15. And deflection  $(X_m - X_r)$  with the real \*\*\*\* location Xr which brings a detection result of the stroke sensor 25 is given to the applied-voltage operation part 33.

[0033] In the load operation part 32, as mentioned above, it asked for the \*\*\*\* load from the above-mentioned (2) types from the detection result Is of a current sensor 26, and the result of an operation is given to the applied-voltage operation part 33.

[0034] In the applied-voltage operation part 33, the controlled variable (\*\*\*\* controlled variable) V which shows the Duty value of the applied voltage given to the steering pivot motor 23 is calculated based on the following (3) types based on the result of an operation of the target \*\*\*\* location operation part 31 and the load operation part 32.

[0035]

$$V = Kp1 \text{ and } (Xm - Xr) + Vs \text{ — (3)}$$

(3) The 1st term of the right-hand side of a formula is a term which multiplied the deflection of the target \*\*\*\* location  $Xm$  of a steering wheel 21, and the real \*\*\*\* location  $Xr$  by proportional gain  $Kp1$ , and the controlled variable proportional to deflection will calculate it, and it shows the controlled variable equivalent to the kinetic energy which is needed in case a steering wheel 21 displaces to a target \*\*\*\* location. Moreover,  $Vs$  of the 2nd term of the right-hand side is a term based on the \*\*\*\* load calculated by the load operation part 32, and after a steering wheel 21 moves to the target \*\*\*\* location  $Xm$ , it shows the controlled variable equivalent to the energy (potential energy) which balances with the \*\*\*\* load which is needed in order to stand it still in the location. When it puts in another way, the electrical-potential-difference value  $Vs$  as a controlled variable is applied voltage given to the steering pivot motor 23 in a target \*\*\*\* location, as a steering wheel 21 balances with the \*\*\*\* load  $Ts$  and it is stood still. This applied voltage  $Vs$  is an applied-voltage value to which the rotational frequency of the steering pivot motor 23 is zero, and a motor load serves as  $Ts$  from the graph of above-mentioned drawing 2, and  $Vs$  can be found by following the (4) formula with relation with the basic property of this motor.

[0036]

$$Vs = (Ts/To), Vo \text{ — (4)}$$

At the \*\*\*\* control section 30, the controlled variable  $V$  which carries out in this way and is given to the steering pivot motor 23 is calculated, and also when the vehicle speed which does effect, \*\*\*\*\*, a road surface condition, the condition of a tire, the number of entrainment staffs, etc. change to a \*\*\*\* load by adopting such a control system, it becomes controllable by the same gain.

[0037] Moreover, since the property that a high current flows can be used at the time of the start up which is the starting characteristic of a motor, response delay can fully be suppressed. By operating the steering handle 11, if it explains concretely with reference to drawing 4 (a) and (b), supposing a target \*\*\*\* location changes like drawing 4 (b), the steering pivot motor 23 will begin a revolution with the applied voltage of a predetermined Duty value ( $D1$ ), and a rotational frequency will increase it. Then, since the real \*\*\*\* location of a steering wheel 21 approaches a target \*\*\*\* location, it moves from the \*\*\*\* control section 30 to the control to which the rotational frequency of the steering pivot motor 23 is reduced, and the Duty value of applied voltage falls to  $Ds$ . It balances with the \*\*\*\* load with which the steering pivot motor 23 serves as external force at this Duty value  $Ds$ , and 21 stands [ a steering wheel ] it still in that location. Between this control action, the load torque of the steering pivot motor 23 increases rapidly with impression of an electrical potential difference, and a rotational frequency takes for approaching  $R3$ , and balances with a \*\*\*\* load. Moreover, load torque is not changed even if it reduces the rotational frequency of a motor. For this reason, the balancing point which balances with a \*\*\*\* load can be presumed at an early stage by adopting such a control approach. Moreover, since it starts quickly at the time of start up, response delay can fully be suppressed.

[0038] Next, data processing carried out by the reaction force control section 40 is explained.

[0039] The reaction force control section 40 is equipped with the target steering location operation part 41, the load operation part 42, and the applied-voltage operation part 43 as shown in drawing 5.

[0040] The target steering location operation part 41 is calculating target steering location  $\theta_{tam}$  of the steering handle 11 used as control objectives based on the detection result  $S$  of the real \*\*\*\* location  $Xr$  and a speed sensor 15 which brings a detection result of the stroke sensor 25. In order to give the most important correlation to the relation between a \*\*\*\* location and a steering location, the inverse function  $G$  of the function  $F$  used in the \*\*\*\* control section 30 is used for this operation. Function  $F$  is a function which calculates the target \*\*\*\* location  $Xm$  from real steering location  $\theta_{tar}$  and the vehicle speed  $S$ , and the most important correlation can be given to the relation between the \*\*\*\* location of a steering wheel 21, and the steering location of the steering handle 11 by using the function  $G$  which calculates target steering location  $\theta_{tam}$  from the real \*\*\*\* location  $Xr$  and the vehicle speed  $S$  used as the inverse function of this function  $F$ . Since it can ask for target steering location  $\theta_{tam}$  as  $\theta_{tam} = G(Xr, S)$  from the function  $G$  which makes a variable the real \*\*\*\* location  $Xr$  and the vehicle speed  $S$ , therefore, the target steering location operation part 41 It has the two-



dimensional map on which target steering location  $\theta_{tam}$  is obtained from the value of the real \*\*\*\* location  $X_r$  and the vehicle speed  $S$ , and map retrieval of the target steering location  $\theta_{tam}$  of the steering handle 11 is carried out based on the real \*\*\*\* location  $X_r$  detected by the stroke sensor 25, and the vehicle speed  $S$  detected with the speed sensor 15. And deflection ( $\theta_{tam}-\theta_{tar}$ ) with real steering location  $\theta_{tar}$  which brings a detection result of the steering angle sensor 13 is given to the applied-voltage operation part 43.

[0041] In the load operation part 42, as mentioned above, it asked for the \*\*\*\* load from the above-mentioned (2) types from the detection result  $I_s$  of a current sensor 26, and the result of an operation is given to the applied-voltage operation part 43.

[0042] In the applied-voltage operation part 43, the controlled variable (reaction force controlled variable)  $V$  which shows the Duty value of the applied voltage given to the steering shaft motor 14 is calculated based on the following (5) types based on the result of an operation of the target steering location operation part 41 and the load operation part 42.

[0043]

$V = -Kp2 \text{ and } (\theta_{tam}-\theta_{tar}) + Kp3, T_s \text{ --- (5)}$

(5) By the formula, applied voltage of the sense which rotates the steering handle 11 in the return direction is made into +. The 1st term of the right-hand side is a term which multiplied the deflection of target steering location  $\theta_{tam}$  and real steering location  $\theta_{tar}$  by proportional gain  $Kp2$ . The controlled variable which is proportional to deflection according to this term will calculate, and it becomes a term equivalent to the weight given to the steering handle 11.

Thereby, the torque proportional to the deflection of the real steering location of the steering handle 11 and a target steering location is given to the steering shaft motor 14. Moreover, the 2nd term of the right-hand side is a term which multiplied the \*\*\*\* load  $T_s$  detected by the steering pivot motor 23 by proportional gain  $Kp3$ , and is added in the direction in which the torque proportional to the \*\*\*\* load  $T_s$  returns the steering handle 11 to a center valve position according to this 2nd term.

[0044] The controlled variable  $V$  which carries out in this way and is given to the steering shaft motor 14 is calculated, and an operator can be made to realize change of the \*\*\*\* load which happens to a road surface by change of the collision with irregularity and a curbstone, the road surface condition of a road surface  $\mu$ , the condition of a tire, an entrainment staff, etc. by adopting such a control system at the reaction force control section 40 as a difference in weight which joins the steering handle 11.

[0045] In addition, in the applied-voltage operation part 43, it replaces with the above-mentioned (5) types, and let  $Kp4$  and  $Kp5$  be proportional gain.  $V = -Kp4 \text{ and } (\theta_{tam}-\theta_{tar}) + Kp5, T_s \text{ --- (6)}$  or  $V = -Kp5 \text{ and } T_s - (\theta_{tam}-\theta_{tar}) \text{ --- (7)}$

\*\*\*\*\* can also be used. Under the present circumstances,  $Kp5$  is set up as  $Kp5 = f(\theta_{tar}, S)$  based on real steering location  $\theta_{tar}$  and the vehicle speed  $S$ . The magnitude of the \*\*\*\* load given to the steering handle 11 can be amended by this based on real steering location  $\theta_{tar}$  and the vehicle speed  $S$ , and especially, when it is (6) types, even if a \*\*\*\* load is zero, return control to the center valve position of the steering handle 11 can be performed.

[0046] Next, the 2nd operation gestalt is explained. With this 2nd operation gestalt, in the \*\*\*\* control section 30, when a \*\*\*\* control system will be in a steady state through a transient, the control system which leaves predetermined steady-state deviation as deflection of the target \*\*\*\* location  $X_m$  of a steering wheel 21 and the real \*\*\*\* location  $X_r$  is adopted. In this case, although control-block drawing is the same as that of above-mentioned drawing 3, in the applied-voltage operation part 33, the controlled variable (\*\*\*\* controlled variable)  $V$  which shows the Duty value of the applied voltage given to the steering pivot motor 23 is calculated based on the following (8) types based on the result of an operation of the target \*\*\*\* location operation part 31 and the load operation part 32.

[0047]

$V = Kp6 \text{ and } T_s - (X_m - X_r) \text{ --- (8)}$

(8)  $Kp6$  is proportional gain expressed with a predetermined constant among a formula, and the controlled variable calculated as  $Kp6 - (X_m - X_r)$  will be amended according to the \*\*\*\* load  $T_s$  calculated by the load operation part 32. By adopting such operation expression, without producing the inconvenience that the magnitude of the steady-state deviation of the target \*\*\*\* location  $X_m$  and the real \*\*\*\* location  $X_r$  will change, according to the magnitude of a \*\*\*\* load, magnitude of steady-state deviation cannot be depended on the magnitude of a \*\*\*\* load, but

suppose that it is fixed. Namely, since the load torque of a motor is proportional to a seal-of-approval electrical potential difference, after the steering pivot motor 23 has matched the \*\*\*\* load  $T_s$ , (8) types become  $k-T_s=Kp6$  and  $T_s-(X_m-X_r)$  by making  $k$  into a proportionality coefficient. Therefore, it becomes  $1/(k-Kp6)=X_m-X_r=const.$ , and steady-state deviation  $X_m-X_r$  in the condition of having balanced is not based on a \*\*\*\* load, but becomes fixed. Moreover, according to the (8) types, in order that \*\*\*\* loads may decrease in number in connection with this and the Duty value of the applied voltage as a controlled variable  $V$  may decrease, for example when a road surface condition changes to low  $[\mu]$  rapidly since the applied voltage in a certain deflection changes in proportion to a \*\*\*\* load, the rotational frequency of the steering pivot motor 23 falls, and the degree of \*\*\*\* becomes late. According to such an operation, also when a \*\*\*\* load falls rapidly, a racing rudder can be prevented.

[0048] Next, the 3rd operation gestalt is explained. The steering gear style of a front wheel and the steering gear style of a rear wheel are able to apply the control system of the \*\*\*\* control section 30 in the 1st and 2nd operation gestalten to the four-flower steering system of the type which is not connected mechanically, and this operation gestalt explains the case where it applies to the \*\*\*\* position control of the steering wheel by the side of the rear wheel in a front-wheel drive method as an example.

[0049] The configuration of the steering control unit applied to the 3rd operation gestalt at drawing 6 is shown roughly. The same reference number is attached and shown in the same component as drawing 1 among drawing.

[0050] The steering shaft 12 and the steering pivot 17 by the side of a front wheel are connected through the gearbox 18, and the master section A constitutes the electromotive power-steering system which generates the steering auxiliary force with the actuator 19 for \*\*\*\* contiguous to a gearbox 18. The slave section B constitutes the \*\*\*\* device by the side of a rear wheel, displacement actuation of the steering pivot 22 by the side of a rear wheel is carried out in accordance with shaft orientations by the steering pivot motor 23, and the detection result of a current sensor 26 and the stroke sensor 25 is given to the \*\*\*\* control section 30. Real steering location  $\theta$  detected in addition to this by the vehicle speed  $S$  detected with the speed sensor 15 and the steering angle sensor 13 is given to the \*\*\*\* control section 30.

[0051] Although control-block drawing of the \*\*\*\* control section 30 is the same as that of above-mentioned drawing 3, in the target \*\*\*\* location operation part 31, the target \*\*\*\* location of the steering wheel 21 by the side of a rear wheel is calculated. Under the present circumstances, the target \*\*\*\* location operation part 31 is equipped with the two-dimensional map on which the target \*\*\*\* location  $X_m$  of the steering wheel 21 by the side of a rear wheel is obtained from the value of real steering location  $\theta$  and the vehicle speed  $S$ , and carries out map retrieval of the target \*\*\*\* location  $X_m$  of the steering wheel by the side of a rear wheel based on the value of the real steering location  $\theta$  of the steering handle 11 and the vehicle speed  $S$  which were detected. And deflection  $(X_m-X_r)$  with the real \*\*\*\* location  $X_r$  which brings a detection result of the stroke sensor 25 prepared in the steering pivot 22 by the side of a rear wheel is given to the applied-voltage operation part 33.

[0052] In the load operation part 32, as mentioned above, it asked for the \*\*\*\* load which joins the steering pivot 22 by the side of a rear wheel from the detection result  $I_s$  of a current sensor 26 from the above-mentioned (2) types, and the result of an operation is given to the applied-voltage operation part 33.

[0053] In the applied-voltage operation part 33, the applied voltage given to the steering pivot motor by the side of a rear wheel is calculated using the above-mentioned (3) types or (8) types, and the controlled variable  $V$  used as the result of an operation is given to the steering pivot motor 23 by the side of a rear wheel.

[0054] Thus, the control system of the \*\*\*\* control section 30 in the 1st and 2nd operation gestalten can be applied also to the \*\*\*\* control by the side of the rear wheel in a four-flower steering system, and it becomes possible in this case to carry out \*\*\*\* control according to the \*\*\*\* load by the side of a rear wheel.

[0055] Next, the case where the control system which the steering gear style of a front wheel and the steering gear style of a rear wheel adopted with the 1st operation gestalt as 4th operation gestalt to the yaw rate control in the four-flower steering system of the type which is not connected mechanically is applied is explained.

[0056] The configuration of the steering control unit applied to the 4th operation gestalt at drawing 7 is shown roughly. The same reference number is attached and shown in the same component as drawing 1 among drawing.

[0057] The steering shaft 12 and the steering pivot 17 by the side of a front wheel are connected through the gearbox 18, and the master section A constitutes the electromotive power-steering system which generates the steering auxiliary force with the actuator 19 for \*\*\*\* contiguous to a gearbox 18. The slave section B constitutes the \*\*\*\* device by the side of a rear wheel, and drives the steering pivot 22 by the side of a rear wheel by the steering pivot motor 23. Moreover, the current which flows the steering pivot motor 23 is detected by the current sensor 26, and the detection result  $I_s$  is given to the yaw rate control section 50. Real yaw rate  $\gamma$  detected in addition to this by the vehicle speed  $S$  detected with the speed sensor 15 and the yaw rate sensor 16 is given to the yaw rate control section 50. In the yaw rate control section 50, yaw rate control which generates the yaw rate corresponding to real steering location  $\theta$  by controlling the \*\*\*\* location of the steering wheel 21 by the side of a rear wheel is carried out based on these detection results.

[0058] As shown in control-block drawing of drawing 8, the yaw rate control section 50 is equipped with the target yaw rate operation part 51, the load operation part 52, and the applied-voltage operation part 53. The target yaw rate operation part 51 is equipped with the two-dimensional map on which target yaw rate  $\gamma_{\text{target}}$  is obtained from the value of real steering location  $\theta$  and the vehicle speed  $S$ , and carries out map retrieval of the target yaw rate  $\gamma_{\text{target}}$  based on real steering location  $\theta$  detected by the steering angle sensor 13, and the vehicle speed  $S$  detected with the speed sensor 15. And deflection ( $\gamma_{\text{target}} - \gamma$ ) with real yaw rate  $\gamma$  which brings a detection result of the yaw rate sensor 16 is given to the applied-voltage operation part 53.

[0059] In the load operation part 52, like the 1st operation gestalt, it asked for the \*\*\*\* load by the side of a rear wheel from the above-mentioned (2) types from the detection result  $I_s$  of a current sensor 26, and the result of an operation is given to the applied-voltage operation part 53.

[0060] In the applied-voltage operation part 53, when a \*\*\*\* control system will be in a steady state through a transient, the control system which makes zero deflection of target yaw rate  $\gamma_{\text{target}}$  and real yaw rate  $\gamma$  is adopted, and the controlled variable (\*\*\*\* controlled variable)  $V$  which shows the Duty value of the applied voltage given to the steering pivot motor 23 is calculated based on the following (9) types based on the result of an operation of the target yaw rate operation part 51 and the load operation part 52. In addition,  $V_s$  in (9) types is computed from the above-mentioned (4) types.

[0061]

$$V = K_p \gamma \text{ and } (\gamma_{\text{target}} - \gamma) + V_s \text{ --- (9)}$$

At the yaw rate control section 50, the controlled variable  $V$  which carries out in this way and is given to the steering pivot motor 23 by the side of a rear wheel is calculated, and also when the vehicle speed which does effect, \*\*\*\*\*, a road surface condition, the condition of a tire, the number of entrainment staffs, etc. change to a \*\*\*\* load by adopting such a control system, it becomes controllable by the same gain. Moreover, since the property that a high current flows can be used at the time of the start up which is the starting characteristic of a motor, response delay can fully be suppressed.

[0062] Next, the 5th operation gestalt is explained. With this 5th operation gestalt, in the yaw rate control section 50, when a \*\*\*\* control system will be in a steady state through a transient, the control system which leaves predetermined steady-state deviation as deflection of target yaw rate  $\gamma_{\text{target}}$  and real yaw rate  $\gamma$  is adopted. In this case, although control-block drawing is the same as that of above-mentioned drawing 8, in the applied-voltage operation part 53, the controlled variable (\*\*\*\* controlled variable)  $V$  which shows the Duty value of the applied voltage given to the steering pivot motor 23 by the side of a rear wheel is calculated based on the following (10) types based on the result of an operation of the target yaw rate operation part 51 and the load operation part 52.

[0063]

$$V = K_p \gamma \text{ and } T_s (\gamma_{\text{target}} - \gamma) \text{ --- (10)}$$

(10)  $K_p$  is proportional gain expressed with a predetermined constant among a formula, and the controlled variable calculated as  $K_p (\gamma_{\text{target}} - \gamma)$  will be amended according to the \*\*\*\*

load Ts calculated by the load operation part 52. By adopting such operation expression, without producing the inconvenience that the magnitude of the steady-state deviation of target yaw rate  $\gamma_{\text{target}}$  and real yaw rate  $\gamma_{\text{real}}$  will change, according to the magnitude of a \*\*\*\* load, magnitude of steady-state deviation cannot be depended on the magnitude of a \*\*\*\* load, but suppose that it is fixed.

[0064] Although the example which formed the current sensor 26 was shown with each operation gestalt explained above in order to detect the loaded condition of the steering pivot motor 23, a rotational frequency sensor may detect the rotational frequency of the steering pivot motor 23, for example, and the loaded condition of the steering pivot motor 23 may be detected based on the detected rotational frequency and a known applied-voltage value.

[0065] Moreover, although each operation gestalt showed the example separately equipped with the load operation part 32, 42, and 52 for every operation gestalt, respectively, load operation part can be set to one and it can also be made the configuration which carries out a predetermined operation using the result of an operation of this load operation part in each control section in each operation gestalt.

[0066] Furthermore, what is necessary is it to be possible to use other motors other than a DC motor, and to detect the loaded condition of a motor from a seal-of-approval electrical-potential-difference value, a current value, a rotational frequency, etc., and just to calculate a \*\*\*\* load based on this detection result also in this case, with each operation gestalt, according to the property of the motor to be used, although the steering shaft motor 14 and the steering pivot motor 23 were illustrated as a DC motor.

[0067]

[Effect of the Invention] Since it has a \*\*\*\* load operation means to calculate a \*\*\*\* load based on the loaded condition of a \*\*\*\* driving means according to the steering control unit concerning each claim as explained above, it becomes possible to detect a \*\*\*\* load, without forming an axial-tension sensor like before. Moreover, it can usually acquire sufficient endurance while it can perform \*\*\*\* for detecting a \*\*\*\* load easily, since this \*\*\*\* driving means is prepared in an immobilization part.

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

## DESCRIPTION OF DRAWINGS

---

### [Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the block diagram showing roughly the steering control unit concerning the 1st operation gestalt.

[Drawing 2] It is the graph which shows the rotational frequency-load characteristic and current-load characteristic used as the basic property of a DC motor.

[Drawing 3] It is control-block drawing of the \*\*\*\* control section concerning the 1st operation gestalt.

[Drawing 4] (a) is a graph which shows the relation of the rotational frequency and load to an applied-voltage value, and (b) is a graph in \*\*\*\* control which shows transition of a \*\*\*\* location, a rotational frequency, load torque, a current, and applied voltage.

[Drawing 5] It is control-block drawing of a reaction force control section.

[Drawing 6] It is the block diagram showing roughly the steering control unit concerning the 3rd operation gestalt.

[Drawing 7] It is the block diagram showing roughly the steering control unit concerning the 4th operation gestalt.

[Drawing 8] It is control-block drawing of the yaw rate control section in the 4th operation gestalt.

### [Description of Notations]

A [ — Steering handle, ] — The master section, B — The slave section, C — A control section, 11 12 — A steering pivot, 13 — A steering angle sensor, 14 — Steering shaft motor (reaction force grant means), 15 — A speed sensor, 16 — A yaw rate sensor, 22 — Steering pivot (\*\*\*\*\*), 23 — A steering pivot motor (\*\*\*\* driving means), 30 — A \*\*\*\* control section, 32 — Load operation part (\*\*\*\* load operation means), 33 — Applied-voltage operation part (\*\*\*\* controlled-variable operation means), 40 — Reaction force control section, 42 [ — Load operation part (\*\*\*\* load operation means), 53 / — Applied-voltage operation part (\*\*\*\* controlled-variable operation means). ] — Load operation part (\*\*\*\* load operation means), 43 — Applied-voltage operation part (reaction force controlled-variable operation means), 50 — A yaw rate control section, 52

---

[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-310074

(43)公開日 平成10年(1998)11月24日

(51) Int.Cl.<sup>8</sup>

識別記号

FI

B 6 2 D 6/00

B 6 2 D 6/00

5/04

5/04

// B 6 2 D 101:00

**111:00**

113: 00

審査請求 未請求 請求項の数 6 O.L (全 10 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号

特願平9-121115

(22) 出願日

平成9年(1997)5月12日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 杉谷 伸芳

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 川口 裕

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

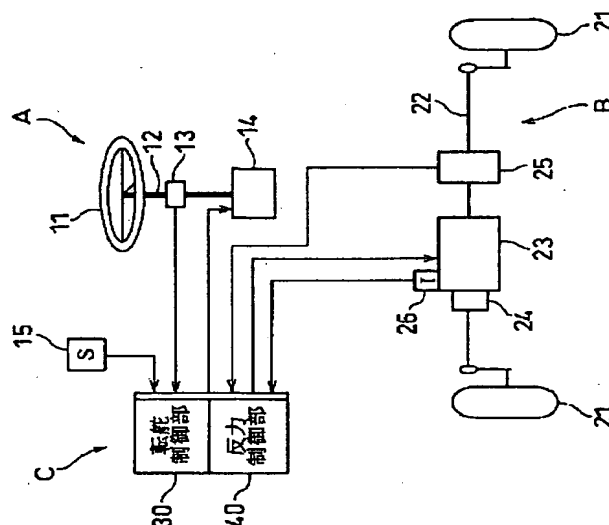
(74)代理人 弁理士 長谷川 芳樹 (外1名)

(54) 【発明の名称】 操舵制御装置

(57) 【要約】

【課題】 軸力センサによって転舵負荷を検知していたが、軸力センサを可動部に設ける構造となり、配索や耐久性に問題があった。

【解決手段】 転舵軸 22 を駆動する転舵軸モータ 23 に電流センサ 26 を設け、この電流センサ 26 の検出結果に基づいて転舵負荷を演算する。



(2)

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 操舵ハンドルに連動して転舵輪を転舵させる操舵制御装置において、  
操舵ハンドルと機械的に分離され、転舵輪に連結された  
転舵手段と、

前記転舵手段を変位駆動する転舵駆動手段と、  
前記転舵駆動手段の負荷状態をもとに、転舵負荷を演算  
する転舵負荷演算手段とを備える操舵制御装置。

【請求項2】 転舵輪の目標転舵位置と実転舵位置との  
偏差及び前記転舵負荷に基づき、前記転舵駆動手段に付  
与する転舵制御量を演算する転舵制御量演算手段を備える  
請求項1記載の操舵制御装置。

【請求項3】 転舵輪の目標転舵位置と実転舵位置との  
偏差に基づき、前記転舵駆動手段に付与する転舵制御量  
を演算すると共に、演算された転舵制御量を前記転舵負  
荷に基づいて補正する転舵制御量演算手段を備える請求  
項1記載の操舵制御装置。

【請求項4】 操舵ハンドルに操舵反力を付与する反力  
付与手段と、

操舵ハンドルの目標操舵位置と実操舵位置との偏差及び  
前記転舵負荷に基づいて、前記反力付与手段に付与する  
反力制御量を演算する反力制御量演算手段とを備える請  
求項1記載の操舵制御装置。

【請求項5】 目標ヨーレートと実ヨーレートとの偏差  
及び前記転舵負荷に基づき、前記転舵駆動手段に付与す  
る転舵制御量を演算する転舵制御量演算手段を備える請  
求項1記載の操舵制御装置。

【請求項6】 目標ヨーレートと実ヨーレートとの偏差  
に基づき、前記転舵駆動手段に付与する転舵制御量を演  
算すると共に、演算された転舵制御量を前記転舵負荷に  
基づいて補正する転舵制御量演算手段を備える請求項1  
記載の操舵制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、操舵ハンドルに連  
動して転舵輪を転舵させる操舵制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来の操舵制御装置の一例が、例えば特  
開平4-38270号に開示されている。この操舵制御  
装置では、操舵角センサによって操舵ハンドルの操舵角  
を検出すると共に、転舵輪の転舵角を転舵角センサで検  
出し、これらの検出結果に基づいて転舵輪の転舵制御を  
行っている。また、転舵輪と転舵軸との間に介在するタ  
イロッドに対して軸力センサを設け、転舵の際にタイロ  
ッドに加わる軸力としての転舵負荷（転舵反力）を検出  
し、この検出結果に基づいて操舵ハンドルに付与する操  
舵反力を制御している。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】このように従来では、  
軸力センサによって転舵負荷を検出しているが、この軸

力センサを、可動するタイロッドに対して設けているた  
め、配線等の配索が困難であり、しかも耐久性が低いも  
のとなってしまう。

【0004】そこで本発明は、軸力センサを設けること  
なく転舵負荷を検知し、配索や耐久性などの課題を解決  
し得る操舵制御装置を提供することを目的とする。

## 【0005】

【課題を解決するための手段】請求項1にかかる操舵制  
御装置は、操舵ハンドルに連動して転舵輪を転舵させる  
操舵制御装置において、操舵ハンドルと機械的に分離さ  
れ、転舵輪に連結された転舵手段と、転舵手段を変位駆  
動する転舵駆動手段と、転舵駆動手段の負荷状態をもと  
に、転舵負荷を演算する転舵負荷演算手段とを備えて構  
成する。

【0006】転舵負荷は転舵駆動手段に加わる外力であ  
るため、反対に転舵駆動手段の負荷状態を検知すること  
で、転舵負荷を検知することができる。例えば、転舵駆  
動手段が直流モータの場合には、モータへの印可電圧値  
とモータの回転数によってモータの負荷状態を検知で  
き、また、このモータを流れる電流値によってもモータ  
の負荷状態が検知できる。転舵負荷演算手段では、この  
ように検知されたモータの負荷状態を基に転舵負荷を演  
算する。

【0007】請求項2にかかる操舵制御装置は、請求項  
1に係る操舵制御装置において、転舵輪の目標転舵位置  
と実転舵位置との偏差及び転舵負荷に基づき、転舵駆動  
手段に付与する転舵制御量を演算する転舵制御量演算手  
段を備えて構成する。

【0008】このような転舵制御量演算手段は、転舵制  
御系が過渡状態を経て定常状態となった場合に、目標転  
舵位置と実転舵位置との偏差（定常偏差）をゼロにする  
制御方式に適用される。目標転舵位置と実転舵位置との  
偏差に基づく制御量は、転舵輪が転舵負荷に抗して目標  
転舵位置まで変位するために必要となる運動エネルギー  
に相当する制御量となり、転舵負荷に基づく制御量は、  
転舵輪が目標転舵位置まで移動した後、その位置に静止  
するために必要となる、転舵負荷と釣り合うエネルギー  
（位置エネルギー）に相当する制御量となる。転舵制御  
量演算手段では、これら2つの制御量の和として転舵制  
御量を演算する。

【0009】請求項3にかかる操舵制御装置は、請求項  
1に係る操舵制御装置において、転舵輪の目標転舵位置  
と実転舵位置との偏差に基づき、転舵駆動手段に付与す  
る転舵制御量を演算すると共に、演算された転舵制御量  
を転舵負荷に基づいて補正する転舵制御量演算手段を備  
えて構成する。

【0010】このような転舵制御量演算手段は、転舵制  
御系が過渡状態を経て定常状態となった場合に、目標転  
舵位置と実転舵位置との偏差として、所定の定常偏差を  
残す制御方式に適用される。このような制御方式を採用

(3)

3

した場合には、転舵負荷の大きさに応じて定常偏差が変化してしまうため、目標転舵位置と実転舵位置との偏差に基づく転舵制御量を転舵負荷に基づいて補正することにより、転舵負荷によらず定常偏差を一定とすることができる。

【0011】請求項4にかかる操舵制御装置は、請求項1にかかる操舵制御装置において、操舵ハンドルに操舵反力を付与する反力付与手段と、操舵ハンドルの目標操舵位置と実操舵位置との偏差及び転舵負荷に基づいて、反力付与手段に付与する反力制御量を演算する反力制御量演算手段とを備えて構成する。

【0012】反力制御量演算手段において、目標操舵位置と実操舵位置との偏差だけでなく、転舵負荷に基づいて反力制御量を演算することで、操舵ハンドルに対し、転舵負荷の状態に応じた手応え感を与えることができる。

【0013】請求項5にかかる操舵制御装置は、請求項1にかかる操舵制御装置において、目標ヨーレートと実ヨーレートとの偏差及び転舵負荷に基づき、転舵駆動手段に付与する転舵制御量を演算する転舵制御量演算手段を備えて構成する。

【0014】このような転舵制御量演算手段は、転舵制御系が過渡状態を経て定常状態となった場合に、制御目標となる目標ヨーレートと検出された実ヨーレートとの偏差をゼロにする制御方式を採用した、ヨーレートフィードバック方式の4輪操舵システムに適用される。この場合には、転舵負荷演算手段によって、後輪となる転舵輪に連結された転舵駆動手段の負荷状態をもとに後輪側の転舵負荷を演算する。また、転舵制御量演算手段によって、目標ヨーレートと実ヨーレートとの偏差及び転舵負荷を基に、後輪側の転舵駆動手段に付与する転舵制御量を演算する。これにより、4輪操舵システムに適用した場合にも、後輪側の転舵負荷状態に応じた転舵制御が可能となる。

【0015】請求項6にかかる操舵制御装置は、請求項1にかかる操舵制御装置において、目標ヨーレートと実ヨーレートとの偏差に基づき、転舵駆動手段に付与する転舵制御量を演算し、演算された転舵制御量を転舵負荷に基づいて補正する転舵制御量演算手段を備えて構成する。

【0016】このような転舵制御量演算手段は、転舵制御系が過渡状態を経て定常状態となった場合に、制御目標となる目標ヨーレートと検出された実ヨーレートとの偏差として、所定の定常偏差を残す制御方式を採用した、ヨーレートフィードバック方式の4輪操舵システムに適用される。この場合には、転舵負荷演算手段によって、後輪となる転舵輪に連結された転舵駆動手段の負荷状態をもとに後輪側の転舵負荷を演算する。また、転舵制御量演算手段によって、制御目標となる目標ヨーレートと検出された実ヨーレートとの偏差に基づき、後輪側

4

の転舵駆動手段に付与する転舵制御量を演算すると共に、この転舵制御量を転舵負荷に基づいて補正する。これにより、目標ヨーレートと実ヨーレートとの定常偏差を転舵負荷によらず一定とすることができ、4輪操舵システムに適用した場合にも、後輪側の転舵負荷状態に応じた転舵制御が可能となる。

【0017】なお、各請求項で挙げた各種の演算手段で行う演算には、数式を用いて演算する場合に限定するものではなく、例えば、予め演算結果をマップ化しておき、各検知結果に基づいてこのマップを検索することで演算結果を得る場合も含まれる。

【0018】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態につき、添付図面を参照して説明する。

【0019】図1に第1の実施形態にかかる操舵制御装置の構成を概略的に示す。この操舵制御装置は、運転者が操作するマスタ部A、転舵輪21を転舵させるスレーブ部B、機械的に分離されたマスタ部Aとスレーブ部Bとを電気的に制御する制御部Cで構成される。

【0020】マスタ部Aは、操舵ハンドル11が取り付けられた操舵軸12と、操舵軸12を回転駆動する操舵軸モータ14とを備えており、この操舵軸モータ14は、例えば直流モータで構成される。また、操舵軸12には、操舵ハンドル11の実操舵位置を検出する操舵角センサ13を備えている。

【0021】スレーブ部Bは、転舵軸22を変位駆動する際の駆動源となる転舵軸モータ23を備えており、この転舵軸モータ23は、例えば直流モータで構成される。転舵軸モータ23と転舵軸22との間には、転舵軸モータ23の回転運動を直線運動に変換して転舵軸22を軸方向に変位させる変換器24を設けている。また、転舵軸モータ23には、この転舵軸モータ23に流れる電流値を検出する電流センサ26を設けており、後に詳述するように、電流センサ26で検出された電流値をもとに、転舵軸22に加わる軸力としての転舵負荷を求めている。一方、転舵軸22には、この転舵軸22の変位位置を検出するストロークセンサ25が設けられており、転舵軸22の変位位置と転舵輪21の転舵位置が対応するため、転舵軸22の変位位置をストロークセンサ25で検出することで、転舵輪21の転舵位置を検知している。

【0022】制御部Cは、操舵角センサ13、車速センサ15、ストロークセンサ25及び電流センサ26の検出結果が与えられ、この検出結果をもとに転舵制御及び反力制御を行っている。この制御部Cは、転舵制御部30と反力制御部40とを備えており、転舵制御部30は転舵軸モータ23の駆動制御を行うことで転舵輪21の転舵位置を制御し、反力制御部40は操舵軸モータ14の駆動制御を行うことで操舵ハンドル11に付与する操舵反力の制御を行っている。



(4)

5

【0023】これら両制御部30、40は、転舵軸22に与えられる軸力を検出する軸力センサを設けることなく、転舵軸モータ23の負荷状態をもとに転舵負荷を演算している。すなわち、転舵軸22に加わる軸力が転舵負荷であり、この転舵負荷が転舵軸モータ23に負荷として作用する。従って、転舵軸モータ23の負荷トルクを転舵負荷として求め、両制御部30、40は、求められた転舵負荷に基づいて各制御を実施している。

【0024】ここで、転舵軸モータ23の負荷状態から転舵負荷を求める演算手法について説明する。図2に、転舵軸モータ23を構成する直流モータの基本特性を示す。モータに電圧 $V_0$ を印加すると、モータに負荷が与えられていない状態では、モータはある回転数まで達して定回転となる。このときのモータの回転数を $R_0$ 、このときモータに流れる電流を $I_0$ で示す。この状態から電磁ブレーキ等でモータに負荷をかけていくと、回転数は低下し電流は増加して、やがては停止する。このときのモータの負荷トルクを $T_0$ 、電流を $I_n$ で示す。図2のグラフには、この電流 $I$ と回転数 $R$ とを縦軸、モータの負荷トルク $T$ を横軸にとって、 $R-T$ 特性と $I-T$ 特性とがそれぞれ直線で示されている。

【0025】このグラフより、モータへの印加電圧が $V_0$ で、モータの負荷トルクが $T_s$ のとき、モータに流れる電流値は $I_s$ 、モータの回転数は $R_1$ である。従って、 $R-T$ 特性より、モータの負荷状態を示す回転数を検出することでモータの負荷トルクとしての転舵負荷を\*

$$T_s = -(T_0/R_0) \cdot R_1 + T_0 \quad \dots (1)$$

として求めることができる。

【0028】また、モータを流れる電流値 $I_s$ をもとにモータの負荷トルク $T_s$ を求めるには、図2のグラフにおける $I-T$ 特性より、 $a$ 、 $b$ を定数として、

$$T = a \cdot I + b$$

と表すことができる。従って、上式の $I$ に検出された電流値 $I_s$ を代入することで、モータの負荷トルク $T_s$

は、

$$T_s = a \cdot I_s + b \quad \dots (2)$$

として求めることができる。

【0029】制御部Cを構成する転舵制御部30及び反力制御部40では、このようにしてモータの負荷トルクを転舵負荷として演算し、演算された転舵負荷を基に各制御量を演算している。

【0030】以下、転舵制御部30で実施される演算処理について説明する。

【0031】転舵制御部30は、転舵制御系が過渡状態を経て定常状態となった場合に、転舵輪21の目標転舵位置 $X_m$ と実転舵位置 $X_r$ との偏差（定常偏差）をゼロにする制御方式を採用しており、図3の制御ブロック図で示すように、目標転舵位置演算部31、負荷演算部32及び印加電圧演算部33を備えている。

【0032】目標転舵位置演算部31では、転舵輪21

6

\*求めることができる。なお、通常、直流モータは印加電圧を変化させることで駆動制御を行うため、印加電圧値は既知の値である。

【0026】また、モータへの印加電圧を $V_0$ から $V_1$ に変更すると、モータの回転数は $R_1$ から $R_2$ に変化するが、その時の電流値 $I_s$ に変化はない。従って、モータを流れる電流値は印加電圧に関わらずモータの負荷を代表する値となるのが分かり、 $I-T$ 特性をもとに、モータを流れる電流値を検出することで、モータの負荷トルクとしての転舵負荷を求めることができる。

【0027】一例として、回転数 $R_2$ と印加電圧 $V_1$ をもとにモータの負荷トルクを実際に求める。この際、例えば100% duty時の印加電圧時など、基準となる印加電圧 $V_0$ におけるモータの基本特性が既知であるとする、図2のグラフより、このモータの $R-T$ 基本特性は、

$$T = -(T_0/R_0) \cdot R + T_0$$

と表すことができる。モータの特性は印加電圧のduty値に比例して変化するので、 $T_x$ はグラフより、

$$T_x = T_0 \cdot V_1 / V_0$$

と表わすことができる。直線の傾きは基本特性と同一であるので、 $R_x$ 、 $T_x$ を結ぶ直線は

$$T = -(T_0/R_0) \cdot R + T_x$$

$$= -(T_0/R_0) \cdot R + T_0 \cdot V_1 / V_0$$

となる。従ってこのときのモータの負荷トルク $T_s$ は、上式の $R$ に回転数 $R_2$ を代入することにより

$$T_s = -(T_0/R_0) \cdot R_2 + T_0 \cdot V_1 / V_0 \quad \dots (1)$$

の制御目標となる目標転舵位置 $X_m$ が演算される。目標転舵位置 $X_m$ は、操舵ハンドル11の実操舵位置 $\theta_r$ と車速 $S$ を変数とする関数 $F$ より、 $X_m = F(\theta_r, S)$ として求めることができるため、目標転舵位置演算部31は、実操舵位置 $\theta_r$ と車速 $S$ との値から目標転舵位置 $X_m$ が得られる2次元マップを備えており、操舵角センサ13で検出された操舵ハンドル11の実操舵位置 $\theta_r$ と、車速センサ15で検出された車速 $S$ とに基づき、目標転舵位置 $X_m$ をマップ検索する。そして、ストロークセンサ25の検出結果となる実転舵位置 $X_r$ との偏差 $(X_m - X_r)$ が、印加電圧演算部33に与えられる。

【0033】負荷演算部32では、前述したように電流センサ26の検出結果 $I_s$ から転舵負荷を前出の(2)式より求め、その演算結果を印加電圧演算部33に与えている。

【0034】印加電圧演算部33では、目標転舵位置演算部31と負荷演算部32との演算結果を基に、転舵軸モータ23に付与する印加電圧のDuty値を示す制御量（転舵制御量） $V$ を下記の(3)式に基づいて演算している。

【0035】

$$V = K_{p1} \cdot (X_m - X_r) + V_s \quad \dots (3)$$

(3)式の右辺第1項は、転舵輪21の目標転舵位置 $X$

(5)

7  
mと実転舵位置 $X_r$ との偏差に比例ゲイン $K_{p1}$ を乗じた項であり、偏差に比例した制御量が演算されることになり、転舵輪21が目標転舵位置まで変位する際に必要となる運動エネルギーに相当する制御量を示している。また、右辺第2項の $V_s$ は、負荷演算部32で演算された転舵負荷に基づく項であり、転舵輪21が目標転舵位置 $X_m$ まで移動した後、その位置に静止するために必要となる、転舵負荷と釣り合うエネルギー（位置エネルギー）に相当する制御量を示している。換言すると、制御量としての電圧値 $V_s$ は、目標転舵位置において、転舵輪21が転舵負荷 $T_s$ と釣り合って静止するように、転舵軸モータ23に付与する印加電圧である。この印加電圧 $V_s$ は、前出の図2のグラフより、転舵軸モータ23の回転数がゼロで、モータ負荷が $T_s$ となる印加電圧値であり、このモータの基本特性との関係により、 $V_s$ は下記(4)式で求まる。

【0036】

$$V_s = (T_s / T_o) \cdot V_o \quad \dots (4)$$

転舵制御部30では、このようにして転舵軸モータ23に付与する制御量 $V$ を演算しており、このような制御方式を採用することで、転舵負荷に影響を及ぼす車速、転舵量、路面状態、タイヤの状態、乗車人員数などが変化した場合にも、同一のゲインで制御が可能となる。

【0037】また、モータの始動特性である、始動時に大電流が流れるという特性を利用できるため、応答遅れを十分に抑えることができる。図4(a)、(b)を参照して具体的に説明すると、操舵ハンドル11を操作することで、目標転舵位置が図4(b)のように変化したとすると、転舵軸モータ23は所定のDuty値(D1)の印加電圧で回転を始め、回転数が増加する。すると、転舵輪21の実転舵位置が目標転舵位置に近づくので、転舵制御部30は、転舵軸モータ23の回転数を低下させる制御に移り、印加電圧のDuty値が $D_s$ に低下する。このDuty値 $D_s$ で、転舵軸モータ23は外力となる転舵負荷と釣り合って、転舵輪が21がその位置で静止する。この制御動作の間、転舵軸モータ23の負荷トルクは、電圧の印加とともに急激に増大し、回転数が $R_3$ に近づくに連れて転舵負荷と釣り合う。また、モータの回転数を低下させても負荷トルクは変動しない。このため、このような制御方法を採用することで、\*40

$$V = -K_{p2} \cdot (\theta_m - \theta_r) + K_{p3} \cdot T_s \quad \dots (5)$$

(5)式では、操舵ハンドル11を戻し方向に回転させる向きの印加電圧を+としている。右辺第1項は目標操舵位置 $\theta_m$ と実操舵位置 $\theta_r$ との偏差に比例ゲイン $K_{p2}$ を乗じた項である。この項により偏差に比例した制御量が演算されることになり、操舵ハンドル11に与えられる重さに相当する項となる。これにより、操舵ハンドル11の実操舵位置と目標操舵位置との偏差に比例したトルクが操舵軸モータ14に与えられる。また、右辺第2項は、転舵軸モータ23で検出された転舵負荷 $T_s$ に

8

\* 転舵負荷と釣り合うバランス点を早期に推定できる。また、始動時に素早く立ち上がるので、応答遅れを十分に抑えることができる。

【0038】次に、反力制御部40で実施される演算処理について説明する。

【0039】反力制御部40は、図5に示すように、目標操舵位置演算部41、負荷演算部42及び印加電圧演算部43を備えている。

【0040】目標操舵位置演算部41は、制御目標となる操舵ハンドル11の目標操舵位置 $\theta_m$ を、ストロークセンサ25の検出結果となる実転舵位置 $X_r$ と車速センサ15の検出結果 $S$ とを基に演算している。この演算には、転舵位置と操舵位置との関係に一義的な相関を持たせるために、転舵制御部30において使用した関数 $F$ の逆関数 $G$ を使用する。関数 $F$ は実操舵位置 $\theta_r$ と車速 $S$ とから目標転舵位置 $X_m$ を演算する関数であり、この関数 $F$ の逆関数となる、実転舵位置 $X_r$ と車速 $S$ とから目標操舵位置 $\theta_m$ を演算する関数 $G$ を用いることで、転舵輪21の転舵位置と操舵ハンドル11の操舵位置との関係に一義的な相関を持たせることができる。従って目標操舵位置 $\theta_m$ は、実転舵位置 $X_r$ と車速 $S$ を変数とする関数 $G$ より、 $\theta_m = G(X_r, S)$ として求めることができるため、目標操舵位置演算部41は、実転舵位置 $X_r$ と車速 $S$ との値から目標操舵位置 $\theta_m$ が得られる2次元マップを備えており、ストロークセンサ25で検出された実転舵位置 $X_r$ と車速センサ15で検出された車速 $S$ とに基づき、操舵ハンドル11の目標操舵位置 $\theta_m$ をマップ検索する。そして、操舵角センサ13の検出結果となる実操舵位置 $\theta_r$ との偏差 $(\theta_m - \theta_r)$ が、印加電圧演算部43に与えられる。

【0041】負荷演算部42では、前述したように電流センサ26の検出結果 $I_s$ から転舵負荷を前出の(2)式より求め、その演算結果を印加電圧演算部43に与えている。

【0042】印加電圧演算部43では、目標操舵位置演算部41と負荷演算部42との演算結果を基に、操舵軸モータ14に付与する印加電圧のDuty値を示す制御量（反力制御量） $V$ を下記の(5)式に基づいて演算している。

【0043】

比例ゲイン $K_{p3}$ を乗じた項であり、この第2項により、転舵負荷 $T_s$ に比例したトルクが、操舵ハンドル11を中立位置に戻す方向に加えられる。

【0044】反力制御部40では、このようにして操舵軸モータ14に付与する制御量 $V$ を演算しており、このような制御方式を採用することで、路面に凹凸、縁石との衝突、路面 $\mu$ の路面状態、タイヤの状態、乗車人員等の変化によって起こる転舵負荷の変化を、操舵ハンドル11に加わる重さの違いとして運転者に実感させること

(6)

9

ができる。

【0045】なお、印加電圧演算部43では、前出の \* て、

$$V = -Kp4 \cdot (\theta m - \theta r) + Kp5 \cdot Ts \quad \dots (6)$$

或いは

$$V = -Kp5 \cdot Ts \cdot (\theta m - \theta r) \quad \dots (7)$$

の演算式を用いることもできる。この際、 $Kp5 = f(\theta r, S)$  として、 $Kp5$  を実操舵位置  $\theta r$  と車速  $S$  とに基づいて設定する。これにより、操舵ハンドル11に付与する転舵負荷の大きさを、実操舵位置  $\theta r$  と車速  $S$  とに基づいて補正することができ、特に(6)式の場合には転舵負荷がゼロであっても、操舵ハンドル11の中立位置への戻り制御を行うことができる。

【0046】次に、第2の実施形態について説明する。この第2の実施形態では、転舵制御部30において、転舵制御系が過渡状態を経て定常状態となった場合に、転

$$V = Kp6 \cdot Ts \cdot (Xm - Xr) \quad \dots (8)$$

(8)式中、 $Kp6$  は所定の定数で表される比例ゲインであり、 $Kp6 \cdot (Xm - Xr)$  として演算される制御量が負荷演算部32で演算された転舵負荷  $Ts$  に応じて補正されることになる。このような演算式を採用することで、転舵負荷の大きさに応じて、目標転舵位置  $Xm$  と実転舵位置  $Xr$  との定常偏差の大きさが変化してしまうという不都合を生じることなく、定常偏差の大きさを転舵負荷の大きさによらず一定とすることができる。すなわち、印可電圧とモータの負荷トルクが比例するため、転舵軸モータ23が転舵負荷  $Ts$  と釣り合った状態では、 $k$  を比例係数として、(8)式は  $k \cdot Ts = Kp6 \cdot Ts \cdot (Xm - Xr)$  となる。よって、 $1/(k \cdot Kp6) = Xm - Xr = \text{const.}$  となって、釣り合った状態における定常偏差  $Xm - Xr$  は、転舵負荷によらず一定となる。また(8)式によれば、ある偏差における印加電圧は転舵負荷に比例して変化するので、例えば、路面状態が急激に低  $\mu$  に変化した場合には、これに伴って転舵負荷が減少し制御量  $V$  としての印加電圧の  $Duty$  値が減少するため、転舵軸モータ23の回転数が低下し転舵速度が遅くなる。このような作用によって、転舵負荷が急激に低下した場合にも、急転舵を防ぐことができる。

【0048】次に第3の実施形態について説明する。第1及び第2の実施形態における転舵制御部30の制御方式を、前輪の操舵機構と後輪の操舵機構とが機械的に連結されていないタイプの4輪操舵システムに適用することも可能であり、本実施形態では、一例として、前輪駆動方式における後輪側の転舵輪の転舵位置制御に適用した場合について説明する。

【0049】図6に第3の実施形態にかかる操舵制御装置の構成を概略的に示す。図中、図1と同一の構成要素には同一の参照番号を付して示す。

【0050】マスタ部Aは、操舵軸12と前輪側の転舵軸17とがギアボックス18を介して連結されており、

10

\* (5) 式に代えて、 $Kp4$ 、 $Kp5$  を比例ゲインとし

※ 舵輪21の目標転舵位置  $Xm$  と実転舵位置  $Xr$  との偏差として、所定の定常偏差を残す制御方式を採用している。この場合、制御ブロック図は前出の図3と同様であるが、印加電圧演算部33では、目標転舵位置演算部31と負荷演算部32との演算結果を基に、転舵軸モータ23に付与する印加電圧の  $Duty$  値を示す制御量(転舵制御量)  $V$  を下記の(8)式に基づいて演算している。

【0047】

ギアボックス18に隣接する転舵用アクチュエータ19によって操舵補助力を発生する電動式パワーステアリングシステムを構成している。スレーブ部Bは後輪側の転舵機構を構成しており、後輪側の転舵軸22を転舵軸モータ23で軸方向に沿って変位駆動し、電流センサ26及びストロークセンサ25の検出結果が転舵制御部30に与えられる。転舵制御部30には、この他、車速センサ15で検出された車速  $S$ 、操舵角センサ13で検出された実操舵位置  $\theta r$  が与えられる。

【0051】転舵制御部30の制御ブロック図は前出の図3と同様であるが、目標転舵位置演算部31では、後輪側の転舵輪21の目標転舵位置を演算する。この際、目標転舵位置演算部31は、実操舵位置  $\theta r$  と車速  $S$  との値から、後輪側の転舵輪21の目標転舵位置  $Xm$  が得られる2次元マップを備えており、検出された操舵ハンドル11の実操舵位置  $\theta r$  と車速  $S$  との値を基に、後輪側の転舵輪の目標転舵位置  $Xm$  をマップ検索する。そして、後輪側の転舵軸22に設けたストロークセンサ25の検出結果となる実転舵位置  $Xr$  との偏差  $(Xm - Xr)$  が、印加電圧演算部33に与えられる。

【0052】負荷演算部32では、前述したように、電流センサ26の検出結果  $Is$  から後輪側の転舵軸22に加わる転舵負荷を前出の(2)式より求め、その演算結果を印加電圧演算部33に与えている。

【0053】印加電圧演算部33では、後輪側の転舵軸モータに与える印加電圧を前出の(3)式或いは(8)式を用いて演算し、その演算結果となる制御量  $V$  を後輪側の転舵軸モータ23に付与する。

【0054】このように、第1及び第2の実施形態における転舵制御部30の制御方式を、4輪操舵システムにおける後輪側の転舵制御にも適用することができ、この場合には、後輪側の転舵負荷に応じた転舵制御を実施することが可能となる。

【0055】次に第4の実施形態として、前輪の操舵機

60

(7)

11

構と後輪の操舵機構とが機械的に連結されていないタイプの4輪操舵システムにおけるヨーレート制御に対し、第1の実施形態で採用した制御方式を適用した場合について説明する。

【0056】図7に第4の実施形態にかかる操舵制御装置の構成を概略的に示す。図中、図1と同一の構成要素には同一の参照番号を付して示す。

【0057】マスタ部Aは、操舵軸12と前輪側の転舵軸17とがギアボックス18を介して連結されており、ギアボックス18に隣接する転舵用アクチュエータ19によって操舵補助力を発生する電動式パワーステアリングシステムを構成している。スレーブ部Bは後輪側の転舵機構を構成しており、後輪側の転舵軸22を転舵軸モータ23で駆動する。また、転舵軸モータ23を流れる電流を電流センサ26で検出し、その検出結果 $I_s$ がヨーレート制御部50に与えられる。ヨーレート制御部50には、この他、車速センサ15で検出された車速 $S$ 、ヨーレートセンサ16で検出された実ヨーレート $\gamma_r$ が与えられる。ヨーレート制御部50では、これらの検出結果をもとに、後輪側の転舵軸21の転舵位置を制御することで、実操舵位置 $\theta_r$ に対応したヨーレートを発生するヨーレート制御を実施している。

【0058】図8の制御ブロック図に示すように、ヨーレート制御部50は、目標ヨーレート演算部51、負荷演算部52及び印加電圧演算部53を備えている。目標ヨーレート演算部51は、実操舵位置 $\theta_r$ と車速 $S$ との値から目標ヨーレート $\gamma_m$ が得られる2次元マップを備えており、操舵角センサ13で検出された実操舵位置 $\theta_r$ と、車速センサ15で検出された車速 $S$ とに基づき、目標ヨーレート $\gamma_m$ をマップ検索する。そして、ヨーレートセンサ16の検出結果となる実ヨーレート $\gamma_r$ との偏差 $(\gamma_m - \gamma_r)$ が、印加電圧演算部53に与えられる。

【0059】負荷演算部52では、第1の実施形態と同\*

$$V = K_{p8} \cdot T_s \cdot (\gamma_m - \gamma_r) \quad \dots (10)$$

(10)式中、 $K_{p8}$ は所定の定数で表される比例ゲインであり、 $K_{p8} \cdot (\gamma_m - \gamma_r)$ として演算される制御量が負荷演算部52で演算された転舵負荷 $T_s$ に応じて補正されることになる。このような演算式を採用することで、転舵負荷の大きさに応じて、目標ヨーレート $\gamma_m$ と実ヨーレート $\gamma_r$ との定常偏差の大きさが変化してしまうという不都合を生じることなく、定常偏差の大きさを転舵負荷の大きさによらず一定とすることができる。

【0064】以上説明した各実施形態では、転舵軸モータ23の負荷状態を検知するために電流センサ26を設けた例を示したが、例えば回転数センサによって転舵軸モータ23の回転数を検出し、検出された回転数と既知の印加電圧値とをもとに、転舵軸モータ23の負荷状態を検知してもよい。

12

\*様に、電流センサ26の検出結果 $I_s$ から後輪側の転舵負荷を前出の(2)式より求め、その演算結果を印加電圧演算部53に与えている。

【0060】印加電圧演算部53では、転舵制御系が過渡状態を経て定常状態となった場合に、目標ヨーレート $\gamma_m$ と実ヨーレート $\gamma_r$ との偏差をゼロにする制御方式を採用しており、目標ヨーレート演算部51と負荷演算部52との演算結果を基に、転舵軸モータ23に付与する印加電圧の $Duty$ 値を示す制御量(転舵制御量) $V$ を下記の(9)式に基づいて演算している。なお、

(9)式中の $V_s$ は、前出の(4)式より算出している。

【0061】

$$V = K_{p7} \cdot (\gamma_m - \gamma_r) + V_s \quad \dots (9)$$

ヨーレート制御部50では、このようにして後輪側の転舵軸モータ23に付与する制御量 $V$ を演算しており、このような制御方式を採用することで、転舵負荷に影響を及ぼす車速、転舵量、路面状態、タイヤの状態、乗車人数などが変化した場合にも、同一のゲインで制御が可能となる。また、モータの始動特性である、始動時に大電流が流れるという特性を利用できるため、応答遅れを十分に抑えることができる。

【0062】次に第5の実施形態について説明する。この第5の実施形態では、ヨーレート制御部50において、転舵制御系が過渡状態を経て定常状態となった場合に、目標ヨーレート $\gamma_m$ と実ヨーレート $\gamma_r$ との偏差として、所定の定常偏差を残す制御方式を採用している。この場合、制御ブロック図は前出の図8と同様であるが、印加電圧演算部53では、目標ヨーレート演算部51と負荷演算部52との演算結果を基に、後輪側の転舵軸モータ23に付与する印加電圧の $Duty$ 値を示す制御量(転舵制御量) $V$ を下記の(10)式に基づいて演算している。

【0063】

$$V = K_{p7} \cdot (\gamma_m - \gamma_r) + V_s \quad \dots (10)$$

【0065】また、各実施形態では、各実施形態毎に負荷演算部32、42、52をそれぞれ別個に備える例を示したが、負荷演算部を1つとし、各実施形態における各制御部では、この負荷演算部の演算結果を用いて所定の演算を実施する構成にすることもできる。

【0066】さらに、各実施形態では、操舵軸モータ14及び転舵軸モータ23を直流モータとして例示したが、直流モータ以外の他のモータも用いることが可能であり、この場合にも、用いるモータの特性に応じて、印可電圧値、電流値、回転数などからモータの負荷状態を検知し、この検知結果を基に転舵負荷を演算すればよい。

【0067】

【発明の効果】以上説明したように、各請求項にかかる操舵制御装置によれば、転舵駆動手段の負荷状態をもと

(8)

13

に転舵負荷を演算する転舵負荷演算手段を備えるので、従来のように軸力センサを設けることなく転舵負荷を検知することが可能となる。また、この転舵駆動手段は通常、不動部位に設けられるため、転舵負荷を検知するための配索を容易に行うことができると共に、十分な耐久性を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施形態にかかる操舵制御装置を概略的に示す構成図である。

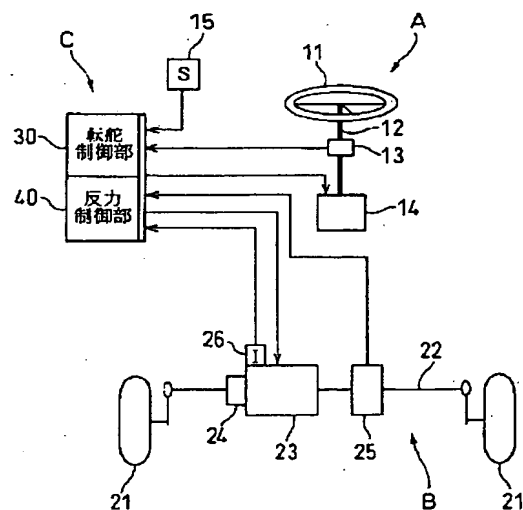
【図2】直流モータの基本特性となる、回転数-負荷特性及び電流-負荷特性を示すグラフである。

【図3】第1の実施形態にかかる転舵制御部の制御ブロック図である。

【図4】(a)は印加電圧値に対する、回転数と負荷との関係を示すグラフであり、(b)は転舵制御における、転舵位置、回転数、負荷トルク、電流及び印加電圧の推移を示すグラフである。

【図5】反力制御部の制御ブロック図である。

【図1】



14

【図6】第3の実施形態にかかる操舵制御装置を概略的に示す構成図である。

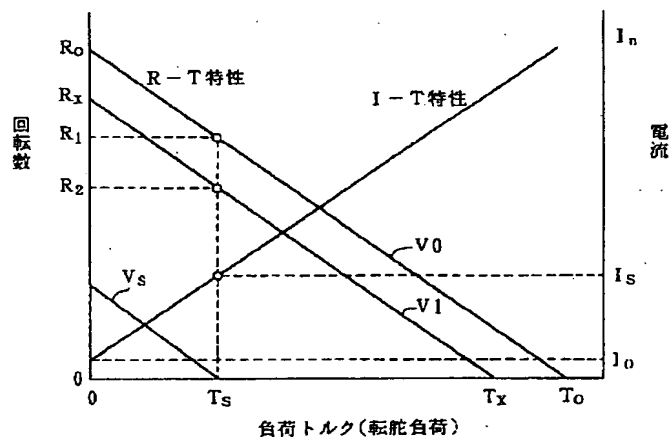
【図7】第4の実施形態にかかる操舵制御装置を概略的に示す構成図である。

【図8】第4の実施形態におけるヨーレート制御部の制御ブロック図である。

【符号の説明】

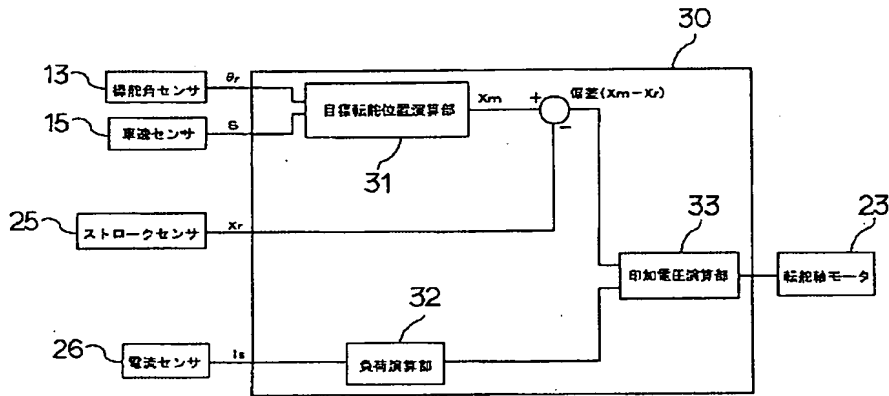
A…マスタ部、B…スレーブ部、C…制御部、11…操舵ハンドル、12…転舵軸、13…操舵角センサ、14…操舵軸モータ（反力付与手段）、15…車速センサ、16…ヨーレートセンサ、22…転舵軸（転舵手段）、23…転舵軸モータ（転舵駆動手段）、30…転舵制御部、32…負荷演算部（転舵負荷演算手段）、33…印加電圧演算部（転舵制御量演算手段）、40…反力制御部、42…負荷演算部（転舵負荷演算手段）、43…印加電圧演算部（反力制御量演算手段）、50…ヨーレート制御部、52…負荷演算部（転舵負荷演算手段）、53…印加電圧演算部（転舵制御量演算手段）。

【図2】



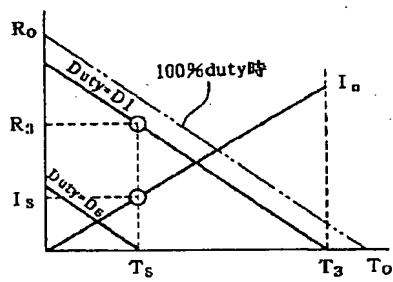
(9)

【図3】

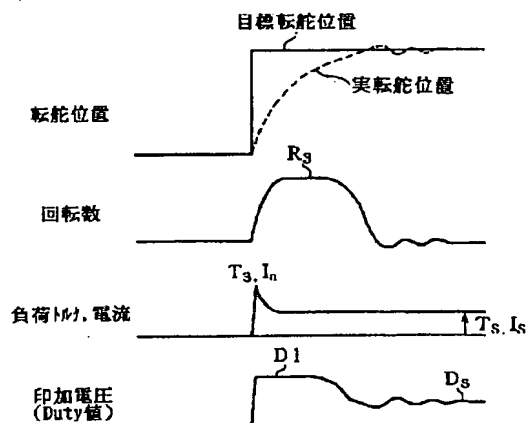


【図4】

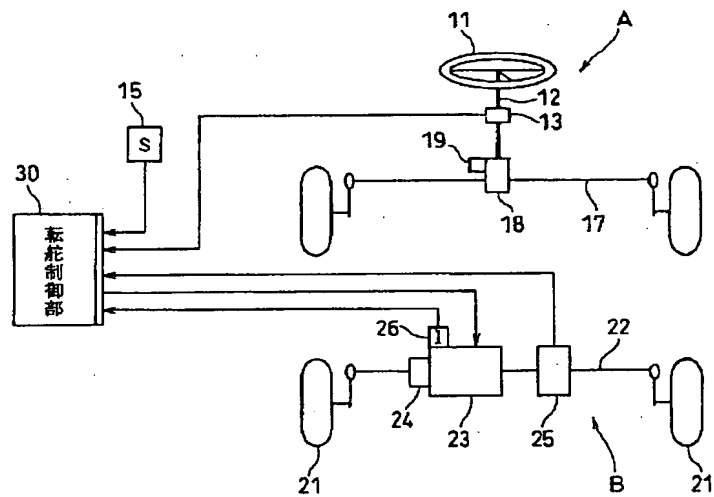
(a)



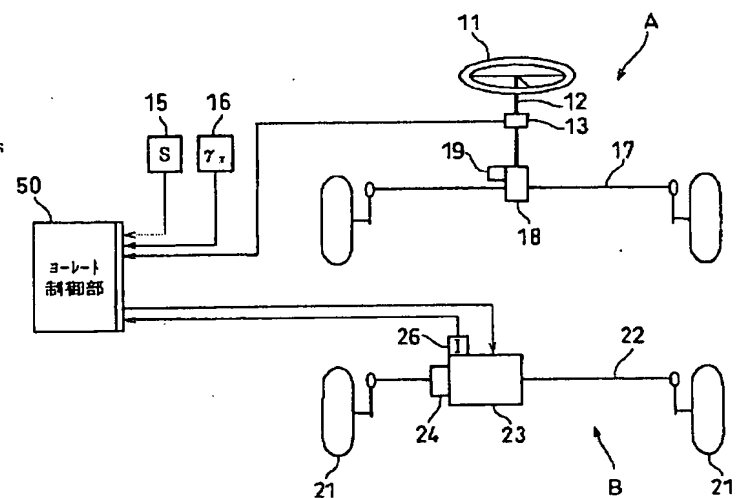
(b)



【図6】

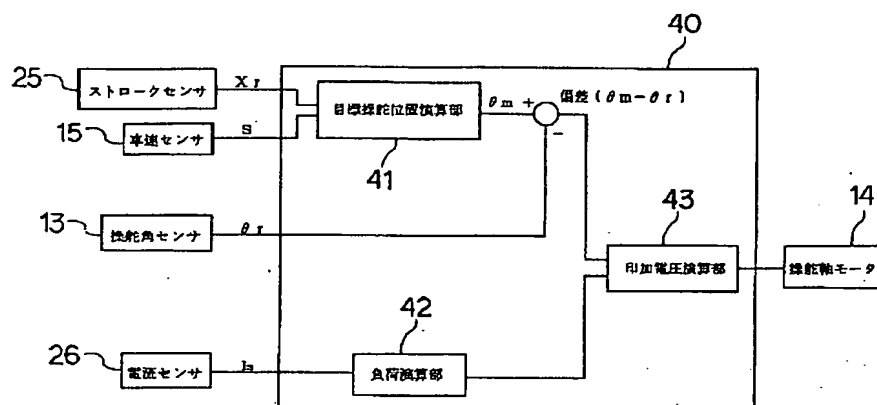


【図7】

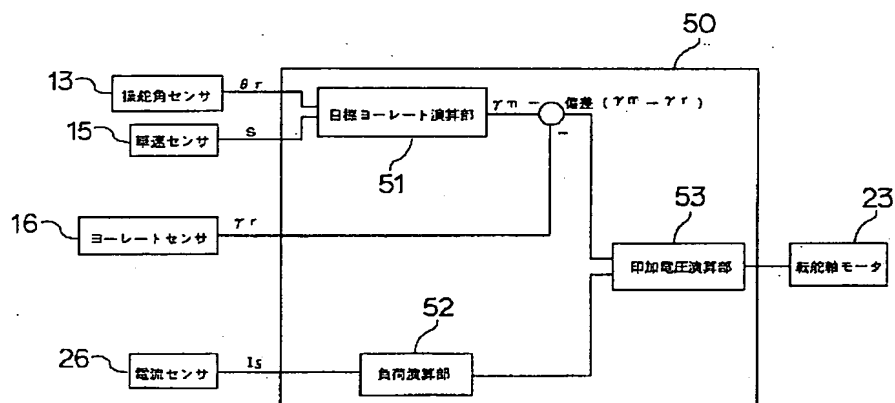


(10)

【図5】



【図8】



フロントページの続き

(51)Int. Cl. 6

識別記号

F I

B 6 2 D 119:00

121:00

137:00